

# Echangeurs de chaleur ( Heat exchangers )

## Chapitre 11

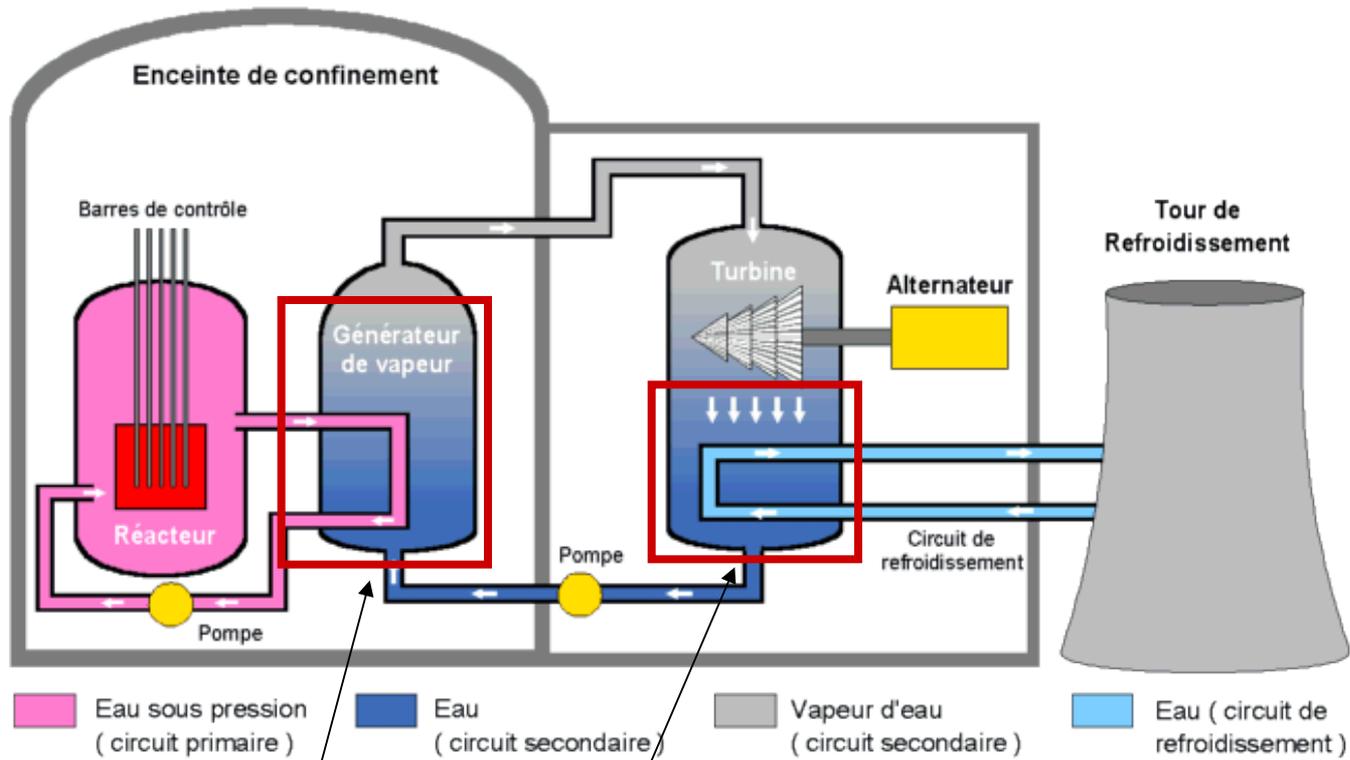
Paul Duru

1. 1. Définition et exemples
2. 2. Analyse globale : Bilan énergétique global
  - Coefficient d'échange global
  - Différence de température moyenne
- 3. Dimensionnement avec la technique LMTD : exemple
- 4. Dimensionnement et calcul de performance : Méthode  $\epsilon$ -NTU

# 1. Définition et exemples

Définition : un échangeur de chaleur est un dispositif permettant l'échange de chaleur entre deux fluides à différentes températures, séparés par une paroi solide

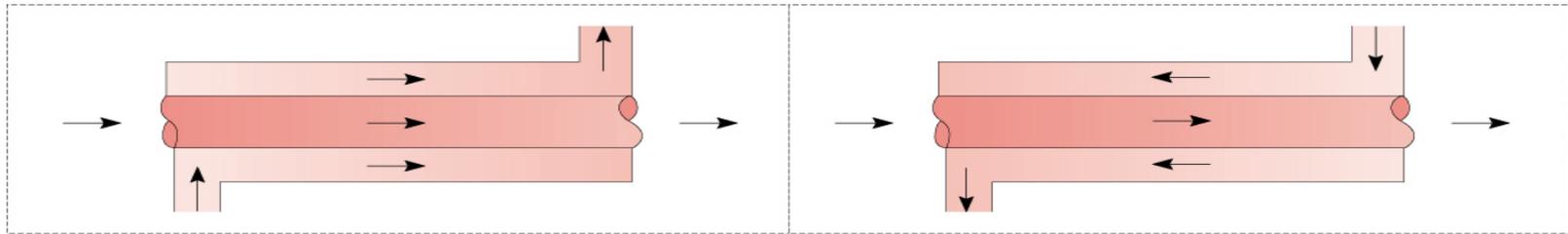
Utilisation : les échangeurs de chaleur sont omniprésents dans l'industrie, du fait d'une gamme d'application extrêmement vaste



Echangeurs de chaleur (ici avec changement de phase)

# Différents types d'échangeurs de chaleur :

- Echangeurs thermiques à tubes concentriques ("concentric-tube heat exchangers") : la configuration la plus simple

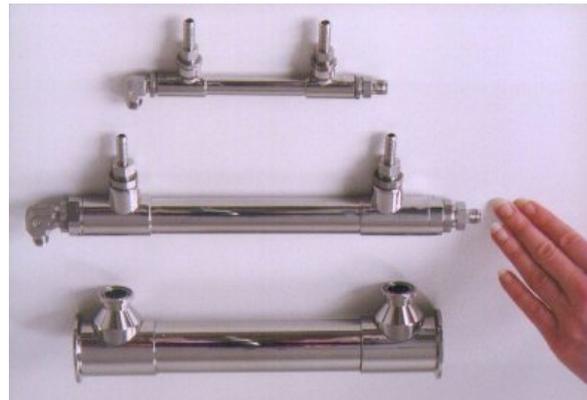


(a)

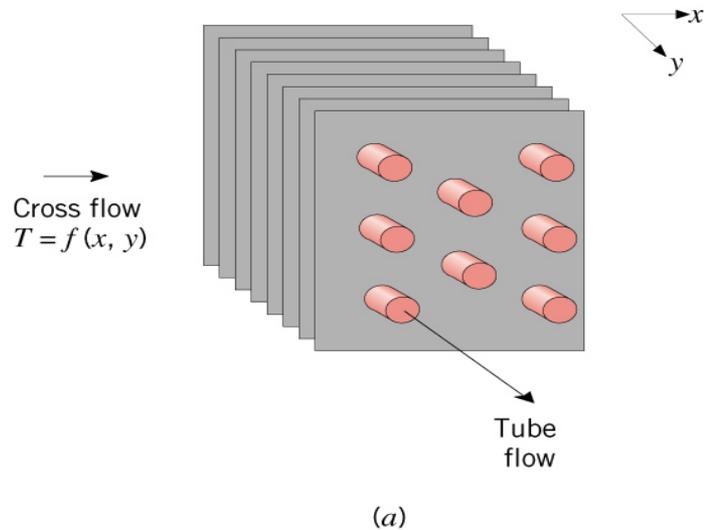
Ecoulements parallèles

(b)

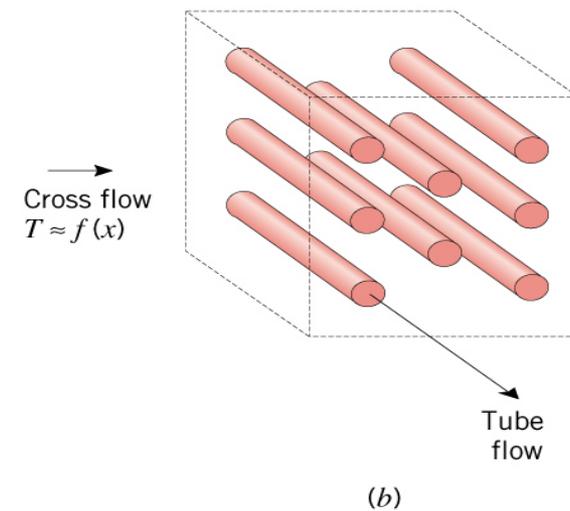
Ecoulement à contre-courant



- Echangeurs thermiques à écoulement transverses ("cross-flow heat exchangers")



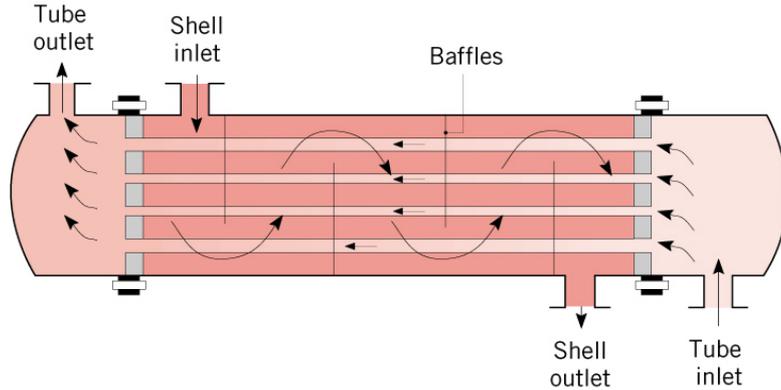
Avec parois transverses de séparation :  
les deux fluides sont "non-mélangés"



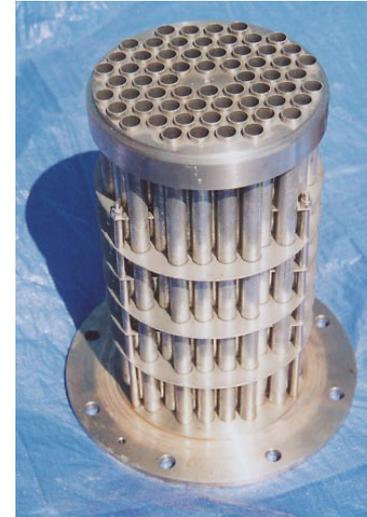
Sans parois transverses de séparation :  
un fluide "mélangé", l'autre non.

Le "mélange" (autrement dit la possibilité d'avoir des vitesses élevées dans la direction  $y$ , induites par la turbulence de l'écoulement transverse) joue sur la "performance" de l'échangeur, c'est à dire sur le taux de transfert de chaleur entre les deux fluides !

- Echangeurs de chaleur "calandre et tubes" ("shell-and-tube")

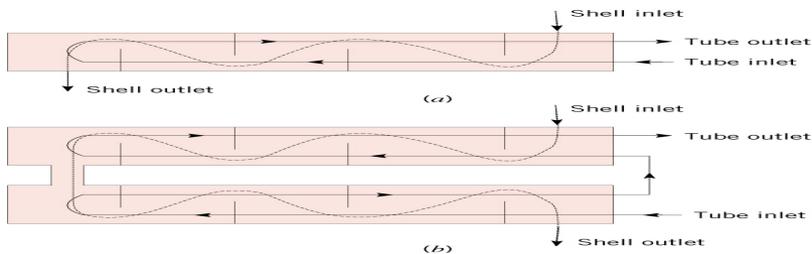


One Shell Pass and One Tube Pass

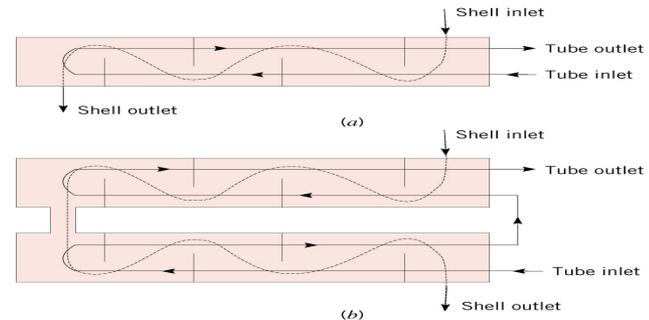


Des chicanes ("baffles") sont utilisées pour induire des écoulements transverses et donc un mélange turbulent dans la calandre, ce qui augmente l'échange par convection

Le nombre de calandres et de tubes peut être varié, e.g.:



Une passe de calandre, deux passes de tubes  
"One Shell Pass, Two Tube Passes"

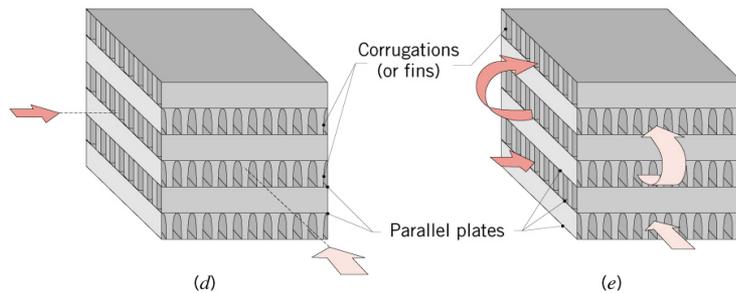
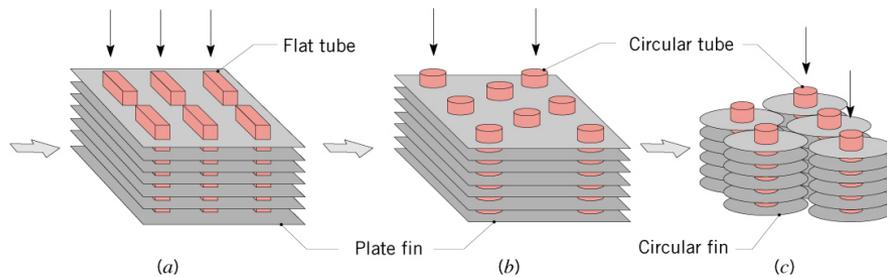


Deux passes de calandre, 4 passes de tubes  
"Two Shell Passes, Four Tube Passes"

- Echangeurs de chaleur compacts ("compact heat exchangers")

Ils sont utilisés pour obtenir des taux de transferts importants, avec un encombrement minimal, particulièrement quand un des fluides est un gaz.

Ils sont caractérisés par une surface d'échange importante par rapport à leur volume, des dimensions de "conduites" faibles et des conditions d'écoulement laminaires.



- (a) Fin-tube (flat tubes, continuous plate fins)
- (b) Fin-tube (circular tubes, continuous plate fins)
- (c) Fin-tube (circular tubes, circular fins)
- (d) Plate-fin (single pass)
- (e) Plate-fin (multipass)

# Echangeurs de chaleurs : quels problèmes pour l'ingénieur ?

- Problème de dimensionnement

Je connais :

- les températures des fluides en entrée de l'échangeur,
- les débits massiques,
- une des température de sortie (valeur désirée),

→ Quelle surface d'échange doit-on avoir, quel type d'échangeur choisir ?

- Calcul de performance d'un échangeur

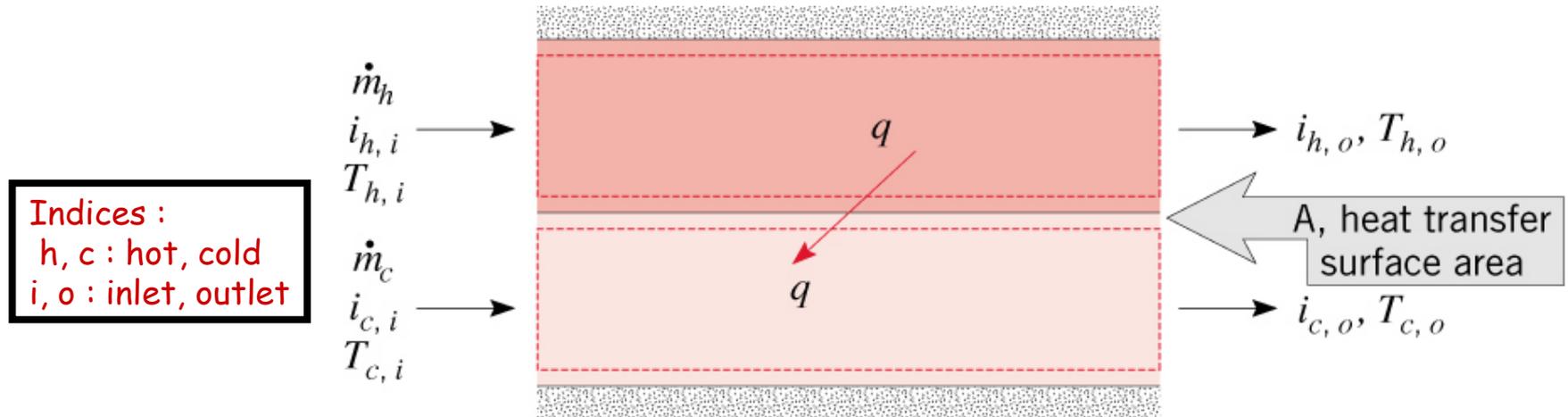
Je dispose d'un échangeur donné. Je connais :

- le coefficient d'échange global pour cet échangeur
- les débits massiques d'entrée
- les températures d'entrée

→ Quelles sont les températures de sorties et le taux de transfert de chaleur ?

→ Analyse thermique globale d'un échangeur de chaleur

## 2. Analyse globale : bilan énergétique global



Ecriture d'une loi de Newton globale :

$$q = U A \Delta T_m$$

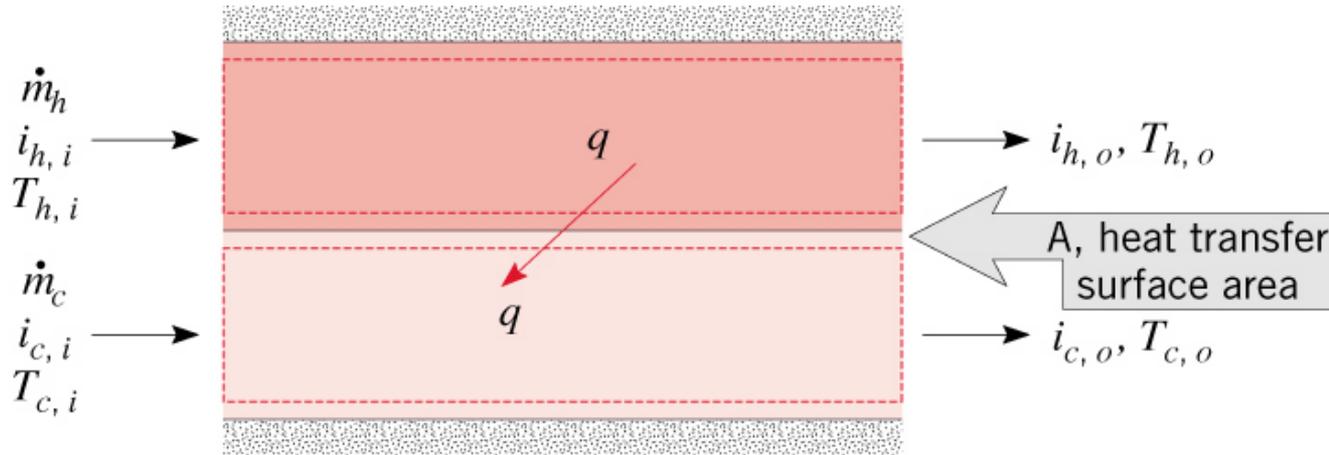
$U$  : coefficient d'échange global

$A$  : surface d'échange

$\Delta T_m$  : différence "moyenne" de température entre le fluide "chaud" et le fluide "froid"

Comment déterminer le coefficient d'échange global ?

Quelle expression pertinente pour la différence moyenne de température ?



Autres expressions utilisées pour  $q$  :  
(issues du bilan énergétique global)

- en négligeant les transferts de chaleur entre l'échangeur et le milieu extérieur et les variations d'énergies potentielles et cinétiques pour chaque fluide :

$$q = \dot{m}_h^x (i_{h,i} - i_{h,o}) \quad q = \dot{m}_c^x (i_{c,o} - i_{c,i})$$

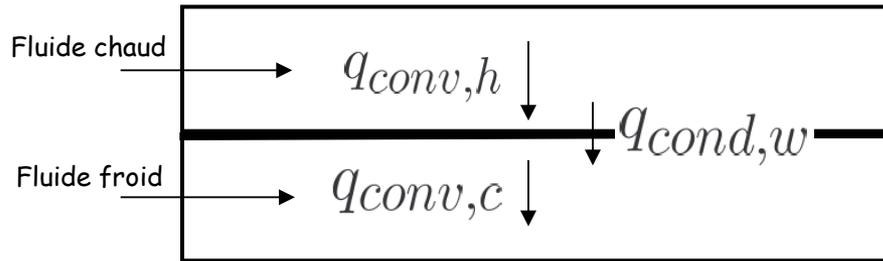
- s'il n'y a pas de changements de phase et si chaleurs spécifiques constantes :

$$q = \dot{m}_h^x c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) = C_h (T_{h,i} - T_{h,o})$$

$$q = \dot{m}_c^x c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) = C_c (T_{c,o} - T_{c,i})$$

Comment déterminer le coefficient d'échange global ?  $q = U A \Delta T_m$

- Les phénomènes physiques principaux qui déterminent le coefficient d'échange sont la convection dans les deux fluides et la conduction dans le solide les séparant respectivement.



$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_c A_c} + R_w + \frac{1}{h_h A_h}$$

N.B. : La résistance thermique de la paroi est souvent négligée : la paroi est mince et de conductivité thermique élevée...

- L'encrassage** de la surface d'échange peut être pris en compte :

$$\frac{1}{h} \rightarrow \frac{1}{h} + R''_f \quad \text{Cf. Table 11.1}$$

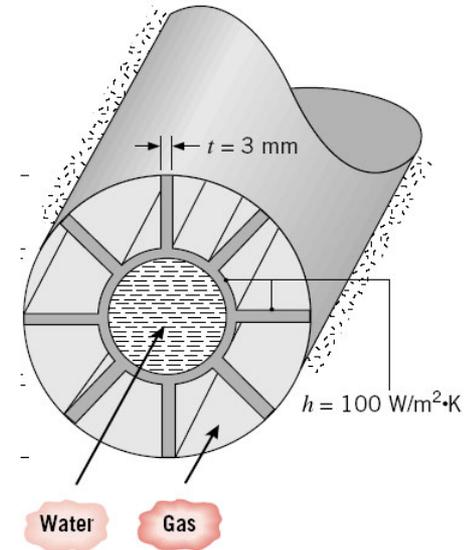
$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_c A_c} + \frac{R''_{f,c}}{A_c} + R_w + \frac{1}{h_h A_h} + \frac{R''_{f,h}}{A_h}$$

- La surface d'échange est parfois "étendue" : usage d'ailettes

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_0 h A)_c} + \frac{R''_{f,c}}{(\eta_0 A)_c} + R_w + \frac{1}{(\eta_0 h A)_h} + \frac{R''_{f,h}}{(\eta_0 A)_h}$$

$$q = \eta_0 h A (T_b - T_{inf})$$

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f)$$



Attention ! Remarque page 674 : ici  $A_f$  est l'aire totale des ailettes.

Rappel (cf. Chapitre 3) :

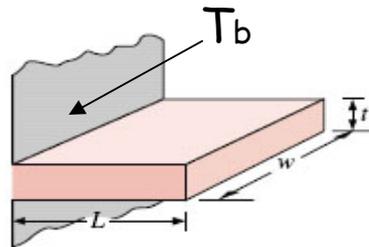
**Straight Fins**

*Rectangular<sup>a</sup>*

$$A_f = 2wL_c$$

$$L_c = L + (t/2)$$

$$A_p = tL$$



$$\eta_f = \frac{\tanh mL_c}{mL_c}$$

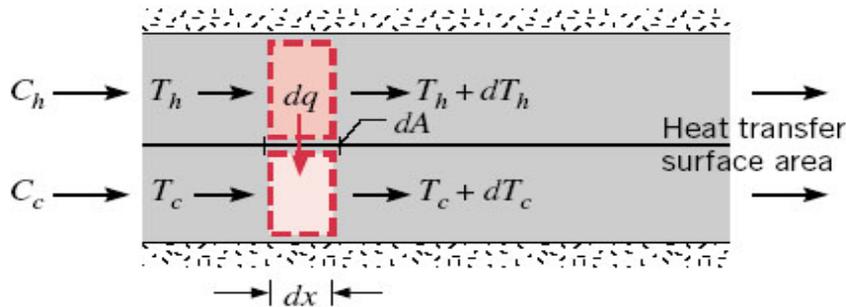
(3.89)

$T_{inf}$

Quelle expression pertinente pour la différence de température moyenne ?  $q = U A \Delta T_m$

• Echangeur à écoulement parallèle (Cf. section 11.3.2) :

Bilan d'énergie sur un élément différentiel de l'échangeur, de longueur  $dx$ .



Hypothèses :

- pas d'échanges avec l' "extérieur"
- pas de conduction axiale dans la paroi et le fluide
- variations d'énergie potentielle et cinétique négligeables
- chaleurs spécifiques des fluides constantes
- coefficient d'échange global constant

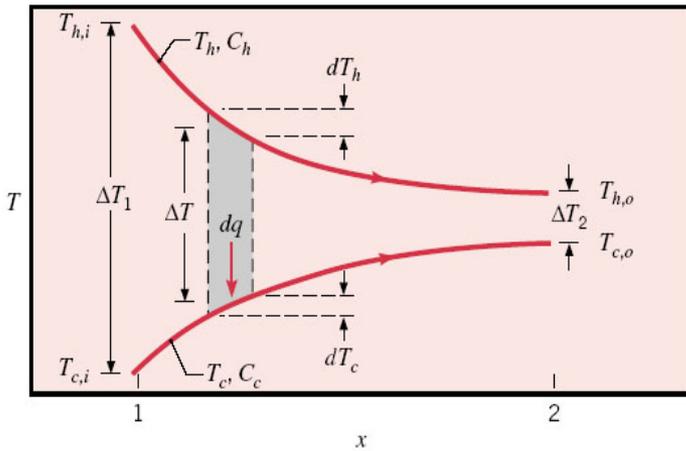
Conservation de l'énergie sur l'élément différentiel (du "côté chaud" et du "côté froid") :

$$dq = +\dot{m}_c c_{c,h} dT_c \equiv +C_c dT_c$$

$$dq = -\dot{m}_h c_{p,h} dT_h \equiv -C_h dT_h$$

On peut aussi écrire :  $dq = U \Delta T dA$  avec  $\Delta T \equiv T_h - T_c$   
(différence locale de température)

$$d(\Delta T) = dT_h - dT_c = -dq \left( \frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) = -U \Delta T dA \left( \frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right)$$



**FIGURE 11.7** Temperature distributions for a parallel-flow heat exchanger.

On intègre entre l'entrée ("1") et la sortie ("2") de l'échangeur :

$$\int_1^2 \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -U \left( \frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \int_1^2 dA$$

$$\begin{aligned} \ln \left( \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) &= -UA \left( \frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) = -UA \left( \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{q} + \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{q} \right) \\ &= -\frac{UA}{q} [(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})] \end{aligned}$$

$$q = U A \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = U A \Delta T_{lm}$$

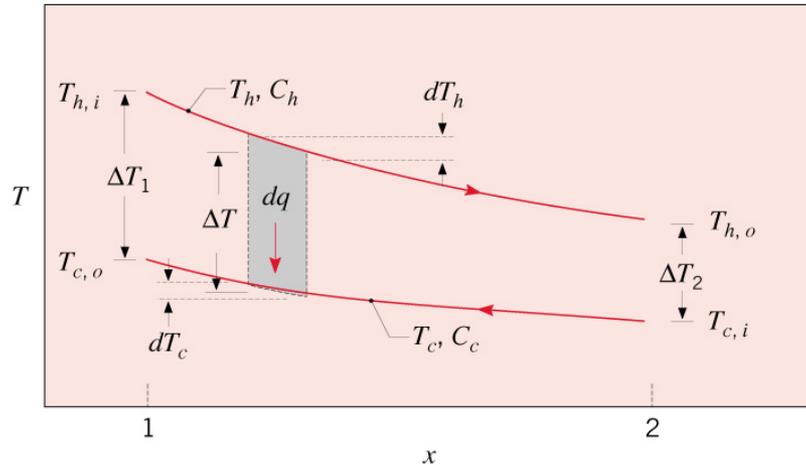
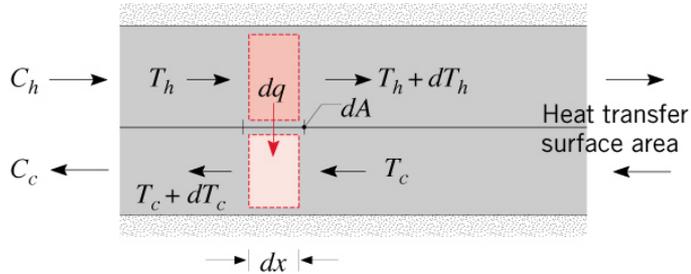
$$\Delta T_{1m} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

"log mean temperature difference"

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &\equiv T_{h,1} - T_{c,1} \\ &= T_{h,i} - T_{c,i} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta T_2 &\equiv T_{h,2} - T_{c,2} \\ &= T_{h,o} - T_{c,o} \end{aligned}$$

• **Echangeurs à contre-courant (Cf. 11.3.2) :**



$$\Delta T_{1m} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &\equiv T_{h,1} - T_{c,1} \\ &= T_{h,i} - T_{c,o} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta T_2 &\equiv T_{h,2} - T_{c,2} \\ &= T_{h,o} - T_{c,i} \end{aligned}$$

**NB : changement de notation des indices ! / cocourant**

Comparaison entre échangeurs à écoulements parallèles et échangeurs à contre courant :

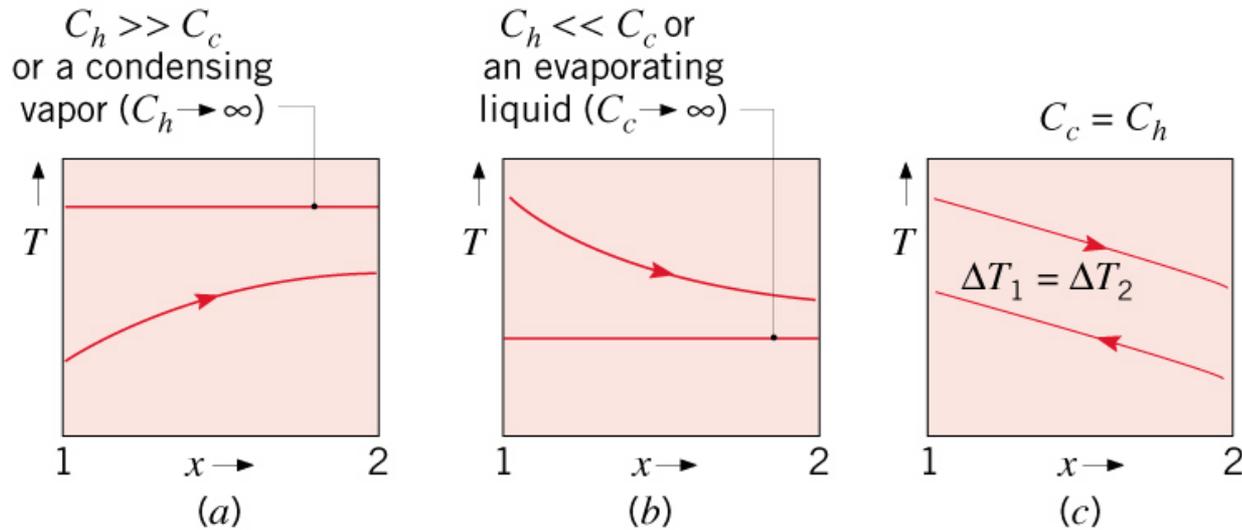
- $T_{c,o}$  ne peut pas être supérieure à  $T_{h,o}$  pour un échangeur à écoulement parallèle, contrairement au cas d'un échangeur à contre-courant
- pour des valeurs identiques de températures entrée-sortie :  $\Delta T_{1m,CF} > \Delta T_{1m,PF}$
- => pour un même U l'aire d'échange nécessaire pour q donné est moindre en contre-courant qu'en parallèle

• **Echangeurs calandre et tubes, à écoulement transverses :**

On peut écrire de même :  $\Delta T_{1m} = F \Delta T_{1m,CF}$

$F \rightarrow$  Figures 11S.1 - 11S.4

## Conditions particulières d'utilisation :



Cas (a) :  $C_h \gg C_c$  ou bien le fluide chaud est une vapeur se condensant

→ Variation de  $T_h$  négligeable ou bien pas de variation du tout

Cas (b) :  $C_c \gg C_h$  ou bien le fluide froid est un liquide qui s'évapore

→ Variation de  $T_c$  négligeable ou bien pas de variation du tout

Cas (c) :  $C_c = C_h$

→  $\Delta T_1 = \Delta T_2 = \Delta T_{1m}$

# 3. Dimensionnement avec la technique LMTD : exemple

Application : exercice de dimensionnement, utilisation des relations vues précédemment (méthode LMTD)

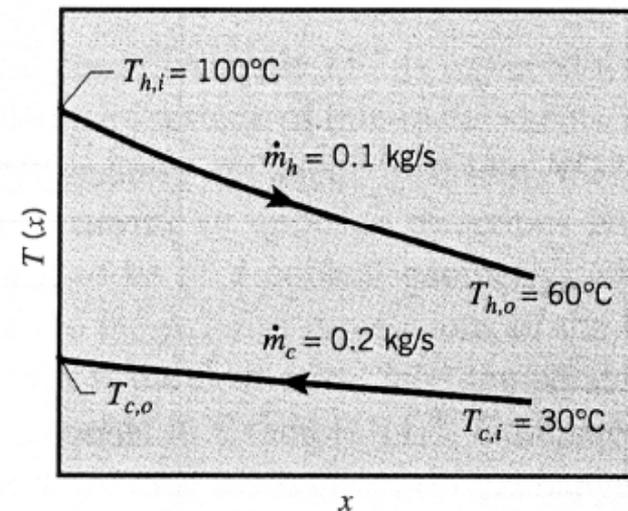
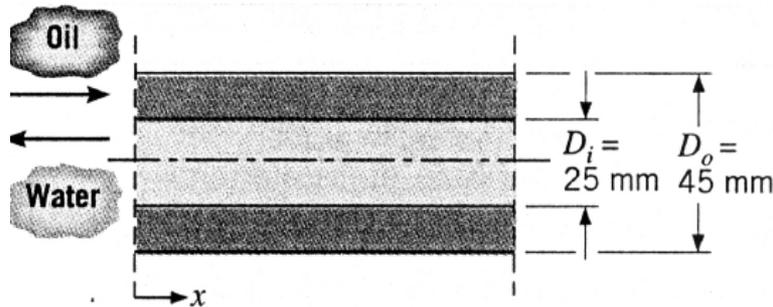
## EXAMPLE 11.1

A counterflow, concentric tube heat exchanger is used to cool the lubricating oil for a large industrial gas turbine engine. The flow rate of cooling water through the inner tube ( $D_i = 25$  mm) is 0.2 kg/s, while the flow rate of oil through the outer annulus ( $D_o = 45$  mm) is 0.1 kg/s. The oil and water enter at temperatures of 100 and 30°C, respectively. How long must the tube be made if the outlet temperature of the oil is to be 60°C?

## SOLUTION

**Known:** Fluid flow rates and inlet temperatures for a counterflow, concentric tube heat exchanger of prescribed inner and outer diameter.

**Find:** Tube length to achieve a desired hot fluid outlet temperature.



### Assumptions:

1. Negligible heat loss to the surroundings.
2. Negligible kinetic and potential energy changes.
3. Constant properties.
4. Negligible tube wall thermal resistance and fouling factors.
5. Fully developed conditions for the water and oil ( $U$  independent of  $x$ ).

**Properties:** Table A.5, unused engine oil ( $\bar{T}_h = 80^\circ\text{C} = 353\text{ K}$ ):  $c_p = 2131\text{ J/kg}\cdot\text{K}$ ,  $\mu = 3.25 \times 10^{-2}\text{ N}\cdot\text{s/m}^2$ ,  $k = 0.138\text{ W/m}\cdot\text{K}$ . Table A.6, water ( $\bar{T}_c \approx 35^\circ\text{C}$ ):  $c_p = 4178\text{ J/kg}\cdot\text{K}$ ,  $\mu = 725 \times 10^{-6}\text{ N}\cdot\text{s/m}^2$ ,  $k = 0.625\text{ W/m}\cdot\text{K}$ ,  $Pr = 4.85$ .

**Analysis:** The required heat transfer rate may be obtained from the overall energy balance for the hot fluid, Equation 11.6b.

$$q = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o})$$

$$q = 0.1\text{ kg/s} \times 2131\text{ J/kg}\cdot\text{K} (100 - 60)^\circ\text{C} = 8524\text{ W}$$

Applying Equation 11.7b, the water outlet temperature is

$$T_{c,o} = \frac{q}{\dot{m}_c c_{p,c}} + T_{c,i}$$

$$T_{c,o} = \frac{8524\text{ W}}{0.2\text{ kg/s} \times 4178\text{ J/kg}\cdot\text{K}} + 30^\circ\text{C} = 40.2^\circ\text{C}$$

Accordingly, use of  $\bar{T}_c = 35^\circ\text{C}$  to evaluate the water properties was a good choice. The required heat exchanger length may now be obtained from Equation 11.14,

$$q = UA \Delta T_{\text{lm}}$$

where  $A = \pi D_i L$  and from Equations 11.15 and 11.17

$$\Delta T_{\text{lm}} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln [(T_{h,i} - T_{c,o}) / (T_{h,o} - T_{c,i})]} = \frac{59.8 - 30}{\ln (59.8/30)} = 43.2^\circ\text{C}$$

From Equation 11.5 the overall heat transfer coefficient is

$$U = \frac{1}{(1/h_i) + (1/h_o)}$$

For water flow through the tube,

$$Re_D = \frac{4\dot{m}_c}{\pi D_i \mu} = \frac{4 \times 0.2 \text{ kg/s}}{\pi(0.025 \text{ m})725 \times 10^{-6} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2} = 14,050$$

Accordingly, the flow is turbulent and the convection coefficient may be computed from Equation 8.60

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{0.4}$$

$$Nu_D = 0.023 (14,050)^{4/5} (4.85)^{0.4} = 90$$

Hence

$$h_i = Nu_D \frac{k}{D_i} = \frac{90 \times 0.625 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{0.025 \text{ m}} = 2250 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

For the flow of oil through the annulus, the hydraulic diameter is, from Equation 8.71,  $D_h = D_o - D_i = 0.02$  m, and the Reynolds number is

$$Re_D = \frac{\rho u_m D_h}{\mu} = \frac{\rho(D_o - D_i)}{\mu} \times \frac{\dot{m}_h}{\rho\pi(D_o^2 - D_i^2)/4}$$

$$Re_D = \frac{4\dot{m}_h}{\pi(D_o + D_i)\mu} = \frac{4 \times 0.1 \text{ kg/s}}{\pi(0.045 + 0.025) \text{ m} \times 3.25 \times 10^{-2} \text{ kg/s} \cdot \text{m}} = 56.0$$

The annular flow is therefore laminar. Assuming uniform temperature along the inner surface of the annulus and a perfectly insulated outer surface, the convection coefficient at the inner surface may be obtained from Table 8.2. With  $(D_i/D_o) = 0.56$ , linear interpolation provides

$$Nu_i = \frac{h_o D_h}{k} = 5.63$$

and

$$h_o = 5.63 \frac{0.138 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{0.020 \text{ m}} = 38.8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

The overall convection coefficient is then

$$U = \frac{1}{(1/2250 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}) + (1/38.8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K})} = 38.1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

and from the rate equation it follows that

$$L = \frac{q}{U\pi D_i \Delta T_{lm}} = \frac{8524 \text{ W}}{38.1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \pi (0.025 \text{ m}) (43.2^\circ\text{C})} = 65.9 \text{ m} \quad \triangleleft$$

**Comments:**

1. The hot side convection coefficient controls the rate of heat transfer between the two fluids, and the low value of  $h_o$  is responsible for the large value of  $L$ . Incorporation of heat transfer enhancement methods, such as described in Section 8.8, could be used to decrease the size of the heat exchanger.
2. Because  $h_i \gg h_o$ , the tube wall temperature will follow closely that of the coolant water. Accordingly, the assumption of uniform wall temperature, which is inherent in the use of Table 8.2 to obtain  $h_o$ , is reasonable.